

значит, это предоставляет возможность построить более совершенные системы управления движением.

Выводы. Разработан метод повышения точности вычисляемой в БИНС ориентации для быстровращающегося вокруг продольной оси объекта. Он основан на использовании измерений дополнительно введенных акселерометров для периодической коррекции угла крена. Разработанный метод существенно ограничивает ошибку определения угла крена, причем сама ошибка не растет с течением времени.

Список литературы

1. Lee S-J., Tunik A. A., Kim J-Ch. Determination of Error Parameters of Strapdown INS Sensor Unit Using the 3-axis Motion Table // Proceeding of the KSASSpring Annual Meeting '99. – Korea. – 1999. – P. 485 – 488.
2. Бранец В. Н., Шмыглевский И. П. Применение кватернионов в задачах ориентации твердого тела. – М. : Наука, 1973. – 320 с.
3. Бранец В. Н., Шмыглевский И. П. Введение в теорию бесплатформенных инерциальных навигационных систем. – М. : Наука, 1992. – 280 с.
4. Grewal M. S., Weill L. R., Andrews A. P. Global Positioning Systems, Inertial Navigation. – New York : John Wiley & Sons, Inc, 2001. – 392 p.

References (transliterated)

1. Lee S-J., Tunik A. A., Kim J-Ch. Determination of Error Parameters of Strapdown INS Sensor Unit Using the 3-axis Motion Table. *Proceeding of the KSASSpring Annual Meeting '99*. Korea, 1999, pp. 485–488.
2. Branets V. N., Shmyglevskiy I. P. *Primenenie kvaternionov v zadachakh orientatsii tverdogo tela* [Quaternions in the problems of solid orientation]. Moscow, Nauka Publ., 1973. 320 p.
3. Branets V. N., Shmyglevskiy I. P. *Vvedenie v teoriyu besplatformennykh inertial'nykh navigatsionnykh system* [Introduction to the theory of strapdown inertial navigation systems]. Moscow, Nauka Publ., 1992. 280 p.
4. Grewal M. S., Weill L. R., Andrews A. P. *Global Positioning Systems, Inertial Navigation*. New York : John Wiley & Sons, Inc Publ., 2001. 392 p.

Поступила (received) 06.10.2018

Відомості про авторів / Сведения об авторах / Information about authors

Успенський Валерій Борисович (Успенский Валерий Борисович, Uspenskiy Valerii Borisovich) – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків; тел.: (057) 707-64-54; e-mail: uspensky61@gmail.com.

Некрасова Марія Володимирівна (Некрасова Мария Владимировна, Nekrasovaa Mariya Vladimirovna) – доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків; тел.: (057) 707-64-54; e-mail: masha12dec@gmail.com.

Багмут Іван Олександрович (Багмут Иван Александрович, Bagmut Ivan Oleksandrovych) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків; тел.: (057) 707-64-54; e-mail: ivan.bagmut@gmail.com.

УДК 629.114.2.073.286

Д. О. ЧАЙКА, И. А. ЕМЕЛЬЯНОВА, П. Н. АНДРЕНКО, А. Л. ГРИГОРЬЕВ

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ПОДАЧИ СТРОИТЕЛЬНЫХ СМЕСЕЙ БЕСПОРШНЕВЫМ ШЛАНГОВЫМ БЕТОНОНАСОСОМ

В современном строительстве беспоршневые шланговые бетононасосы могут использоваться при выполнении торкрет-работ мокрым способом и транспортирования строительных смесей к месту их укладки. Оснащение шлангового бетононасоса гидравлическим приводом позволяет значительно расширить диапазон режимов работы машины, а также повысить его надежность. Для проектирования гидравлического привода, которым оснащен универсальный шланговый бетононасос? и расчета основных параметров машины были разработаны математические модели процессов подачи строительных смесей. В результате моделирования процесса подачи получены графические зависимости рабочих параметров бетононасоса, определена длительность выхода бетононасоса на установившийся режим работы, а также оценено влияние плотности и вязкости перекачиваемой смеси на максимальные давления в системе, на затрачиваемую мощность и крутящий момент.

Ключевые слова: универсальный шланговый бетононасос, гидравлический привод, математическая модель, подача строительных растворов, гидродинамический процесс.

Д. О. ЧАЙКА, І. О. ЄМЕЛЬЯНОВА, П. М. АНДРЕНКО, О. Л. ГРИГОР'ЄВ

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСОВ ПОДАЧІ БУДІВНИЧИХ СУМІШЕЙ БЕЗПОРШНЕВИМ ШЛАНГОВИМ БЕТОНОНАСОСОМ

У сучасному будівництві безпоршневі шлангові бетононасоси можуть використовуватися при виконанні торкрет-робіт мокрым способом і транспортування будівельних сумішей до місця їх укладання. Оснащення шлангового бетононасосу гідрравлічним приводом дозволяє значно розширити діапазон режимів роботи машини, а також підвищити його надійність. Для проектування гідрравлічного приводу, яким оснащено універсальний шланговий бетононасос, і розрахунку основних параметрів машини були розроблені математичні моделі процесів подачі будівельних сумішей. В результаті моделювання процесу подачі отримано графічні залежності робочих параметрів бетононасосу, визначена тривалість виходу бетононасосу на сталий режим роботи, а також оцінено впливання щільності і в'язкості перекачуваної суміші на максимальні тиски в системі, на потужність, що витрачається, і крутний момент.

Ключові слова: універсальний шланговий бетононасос, гідрравлічний привод, математична модель, подача будівельних розчинів, гідродинамічний процес.

© Д. О. Чайка, И. А. Емельянова, П. Н. Андренко, А. Л. Григорьев, 2018

Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Математичне моделювання в техніці та технологіях, № 27 (1303) 2018.

D. O. CHAYKA, I. O. EMELJANOVA, P. M. ANDRENKO, A. L. GRIGORYEV
MATHEMATICAL MODELING OF THE PROCESSES OF SUPPLYING BUILDING MIXTURES WITH PISTONLESS HOSE CONCRETE PUMP

Presently constructors use pistonless hose concrete pumps for wet shotcreting processes or for transferring building mixtures to the place of their placement. Fitting the flexible-hose concrete pump with a hydraulic drive allows both making the range of its operating modes much broader and enhancing its reliability. Numerically simulated models of the building mixtures pumping processes were developed to design a hydraulic drive to fit the general-service flexible-hose concrete pump and to calculate its basic parameters. Simulation of the building mixtures pumping processes resulted in the characteristic curves of the concrete pump operating parameters, allowed determining the time of ramping the concrete pump up to the steady state mode and estimating the impact of the transferred mixture density and viscosity on the maximal system pressure, supplied power, and torque values.

Key words: universal hose concrete pump, hydraulic drive, mathematical model, building mixtures pumping, hydrodynamic process.

Введение и постановка задачи. Применение гидроприводов в технологических и мобильных машинах позволяет упростить их кинематику, снизить металлоемкость, повысить точность, надежность и уровень автоматизации. Использование гидроприводов в машинах и оборудовании для условий строительных площадок определяется рядом их весомых преимуществ перед другими типами приводов и, прежде всего, возможностью получения больших усилий и мощностей при ограниченных размерах гидромоторов. Гидроприводы обеспечивают широкий диапазон бесступенчатого регулирования скорости, возможность работы в динамических режимах с требуемым качеством переходных процессов, защиту систем от перегрузок.

В современных машинах и гибких системах с высокой степенью автоматизации цикла требуется реализация множества разнообразных движений. Компактные гидромоторы могут быть легко встроены в существующие машины и оборудование. Использование объемных гидромоторов в приводах позволяет отказаться от громоздких и малонадежных редукторов и обеспечить большие крутящие моменты при малых частотах вращения. С помощью гидроцилиндров удается получить прямолинейное движение без кинематических преобразований и обеспечить определенное соотношение скоростей прямого и обратного ходов. Гидроприводы позволяют легко оптимизировать рабочие процессы, применить адаптивные или программированные системы управления, легко поддаются модернизации, и состоят, главным образом, из унифицированных изделий, серийно выпускаемых специализированными предприятиями. К основным преимуществам гидроприводов следует также отнести достаточно высокие значения КПД, повышенную жесткость и долговечность.

Для проектирования гидравлического привода, которым оснащен универсальный шланговый бетононасос [1] (рис. 1), и выбора соответствующей гидроаппаратуры были разработаны математические модели процессов подачи строительного раствора и бетонной смеси. Моделирование данных процессов позволяет учесть все тонкости при разработке нового шлангового бетононасоса с гидравлическим приводом.

Целью исследований является разработка математических моделей гидродинамических процессов и алгоритма расчета шлангового бетононасоса для случаев подачи строительного раствора и бетонной смеси.

Обзор последних исследований и публикаций. В работе [2] приведен аналитический обзор конструктивных особенностей, характеристик и сфер использования перистальтических насосов. Основное внимание в этой статье уделено техническим возможностям управления данными насосами. Вопросы моделирования рабочих процессов подачи строительных смесей в ней не рассматриваются.

Известны также результаты исследований рабочего процесса двух пьезоэлектрических мембранных микронасосов, управляемых микроконтроллером [3]. Исследовалось влияние частоты вращения вала привода на величину пульсации потока. Результаты этих исследований могут быть использованы только для выбора рабочих параметров группы мембранных микронасосов. Приведенная методика для моделирования рабочих процессов подачи строительного раствора и бетонной смеси шланговым бетононасосом неприменима.

Используя уравнения механики жидкости, в работе [4] рассматриваются влияние реологии, трибологии, расхода и радиуса трубопровода на давление при перекачивании бетонной смеси. Приведены результаты многофакторного эксперимента. Однако в этом труде также не рассматриваются рабочие процессы подачи строительных смесей.

Предложена методика численного моделирования ряда *SCC-смесей* [5], полученных на основе биополимера, которые увеличивают их вязкость, существенно улучшая пластичность, однородность, а также сопротивление сегрегации и водоотделение. В статье используется методика *несжимаемой нечеткой сглаженной частицы гидродинамики* (SPH) и *структурная модель типа Бингама*, которая не может быть правомерно использована для моделирования рабочих процессов подачи цементного раствора или бетонной смеси шланговым насосом.

В статье [6] рассмотрено численное моделирование потока свежей бетонной смеси с использованием модели вязкого зернистого материала и гидродинамики сглаженных частиц. Для описания поведения потока свежей бетонной смеси использована *реологическая модель VGM* (вязкий гранулированный материал). Показано, что данная модель более точна, чем модель Бингама. Однако предложенная модель не учитывает термодинамические процессы, происходящие в бетонной смеси, и упругость материала трубопровода. Она не позволяет определить длительность процесса стабилизации колебаний в камерах насоса и шлангах. Следовательно, разработанная методика и алгоритмы численного моделирования не могут быть правомерно применены для моделирования рабочего процесса подачи бетонной смеси шланговым насосом.

В работе [7] приведены общие уравнения движения жидкости в трубопроводе, которые могут быть использованы при составлении математической модели рабочего процесса подачи цементного раствора шланговым насосом. Однако данные уравнения не учитывают упругость стенок трубопроводов, а в работе не приведена мате-

математическая модель, позволяющая исследовать рабочие процессы в шланговых перистальтических насосах.

Проведенный анализ литературных источников позволил установить, что в указанных работах не рассматриваются вопросы динамики подачи строительного раствора или бетонной смеси шланговым насосом, не определена его мощность и коэффициент полезного действия, влияние на эти показатели средней плотности и вязкости перекачиваемой строительной смеси. Поставленная в этой работе задача решается впервые. Похожие задачи решались при разработке дизельной топливной аппаратуры [8] и гидросистем ракетных двигателей [9], поэтому накопленный опыт был изучен и использован при создании математических моделей и методов расчета нового шлангового бетононасоса. Решение таких вопросов является актуальной научно-технической задачей.

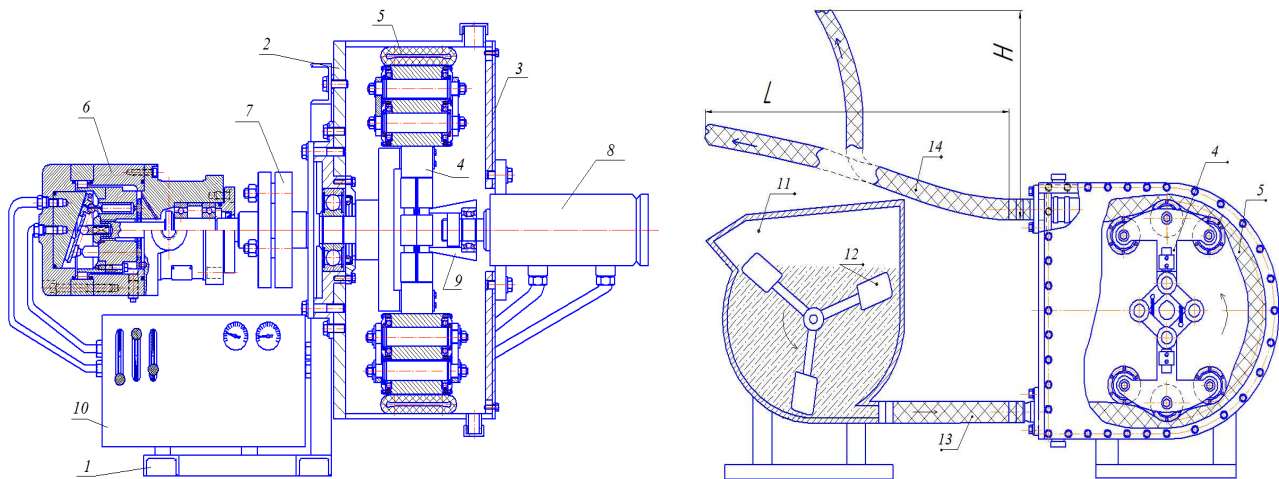


Рис. 1. – Универсальный беспоршневой (шланговый) бетононасос с гидравлическим приводом:
1 – рама; 2 – корпус насоса; 3 – крышка корпуса; 4 – ротор с роликами; 5 – гибкий шланг; 6 – гидромотор; 7 – муфта;
8 – гидроцилиндр; 9 – конический наконечник; 10 – гидрораспределительный узел; 11 – бункер с бетонной смесью;
12 – ворошильщик; 13 – впускной патрубок; 14 – транспортный трубопровод.

Схема и общие принципы работы бетононасоса. Насосы данного типа могут работать как в составе технологических комплексов, так и как самостоятельные строительные машины. Принцип работы шлангового бетононасоса довольно простой, что обеспечивает надежность и простоту его эксплуатации [1] (рис. 1). Бетонная смесь из загрузочного бункера 11 через впускной патрубок 13 поступает в рабочий участок шланга 5, проложенного по внутреннему периметру корпуса насоса 2. При этом смесь, которая находится в шланге перед роликом 4, выдавливается в транспортный трубопровод 14. За прохождением прижимных роликов шланг восстанавливает форму, что способствует всасыванию очередной порции перекачиваемой бетонной смеси из бункера.

Ротор представляет собой две траверсы, оснащенные каждая тремя роликами. Центральный прижимной ролик и два дополнительных ролика на каждой траверсе ротора составляют пакет (рис. 2). Оси роликов в нем располагаются на разных расстояниях от оси вращения ротора. Максимальную деформацию шланга осуществляет центральный ролик, а дополнительные используются для обеспечения постепенного нагружения шланга до максимальной деформации, что продлевает срок его эксплуатации и уменьшает динамические нагрузки на привод [10].

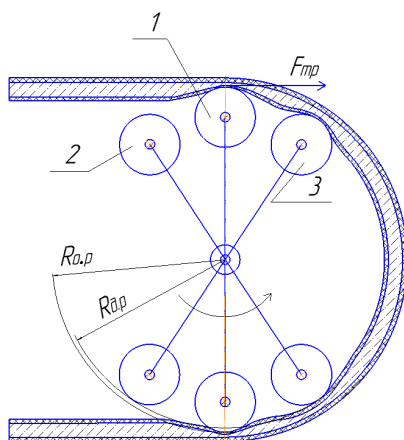


Рис. 2 – Схема расположения прижимных роликов относительно шланга: 1 – основной; 2, 3 – дополнительные ролики.



Рис. 3 – Резинотканевые шланги для перистальтического растворобетононасоса.

Таблица 1 – Основные параметры перистальтических, напорно-всасывающих шлангов

Толщина стенки	10 мм	15 мм	20 мм
Внутренний диаметр	32 мм	50 мм	75 мм
Материал	Натуральный каучук		Резина
Модуль упругости Юнга	8 МПа		5 МПа
Коэффициент Пуассона	0,47		0,495

В насосе используются перистальтические шланги 3-х типоразмеров (рис. 3, табл. 1): внутренний слой шланга изготовлен из каучука, а внешний резиновый слой армирован нейлоновыми нитями.

При моделировании процессов подачи строительных смесей в конкретном случае длина выпускного трубопровода составляет 60 м, а высота подъема подаваемой насосом смеси – до 30 м. Перед началом эксплуатации шлангового бетононасоса через него пропускают строительный раствор, который служит смазочным материалом для рабочего пространства машины. Для построения математической модели работы насоса на строительных смесях вначале анализируются условия его эксплуатации на строительных растворах.

Математическая модель работы насоса при подаче строительного раствора: общая характеристика.

Разработанная модель основывается на следующих основных допущениях.

1. Строительный раствор в процессе подачи обладает свойствами несжимаемой изотермической жидкости, величина изменения его состояния не зависит от давления и градиента скоростей (то есть, учитывая большие градиенты давления, действующие в рабочей части насоса и шланга, сухим трением между частицами песка пренебрегаем и считаем эту жидкость ньютоновской).

2. Внутренний диаметр шланга деформируется пропорционально увеличению давления в движущейся смеси, что создает эффект, аналогичный сжимаемости самого раствора. Поэтому изменение давления описывается уравнением сжимаемости, а импульсы давления распространяются по раствору вдоль оси шланга с конечной скоростью звука.

3. Столбы строительного раствора во впускном патрубке и выпускном трубопроводе моделируются как системы с распределенными параметрами, при этом учитываются инерционность раствора, а также и силы сопротивления его течению в результате появления пристенного эффекта на внутренней поверхности рабочей части шланга в корпусе бетононасоса. Распределение скоростей движения раствора в поперечном сечении принимает-ся таким же, как при установившемся ламинарном течении (*парабола Пуазейля*, рис. 4, кривая 1).

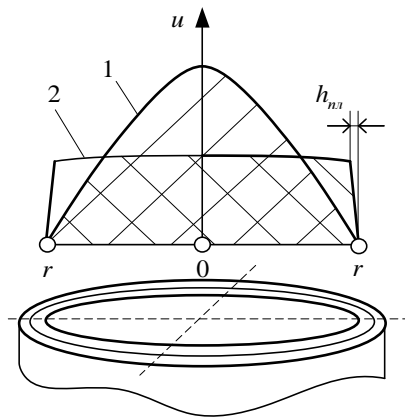


Рис. 4 – Профили скорости течения смеси в поперечном сечении шланга: 1 – при подаче строительного раствора; 2 – при подаче бетонной смеси.

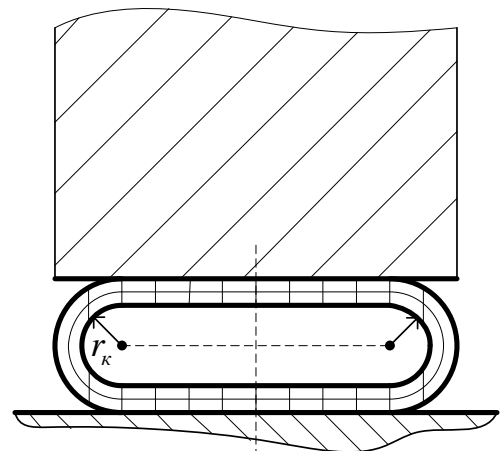


Рис. 5 – Форма зазора в деформированном шланге.

4. При деформации стенки шланга роликом периметр поперечного сечения жесткого слоя шланга и толщины этого слоя остаются неизменными, причем свободные участки этой границы описываются дугами одинакового радиуса (рис. 5).

5. Участок шланга внутри корпуса насоса моделируется в зависимости от фазы движения раствора по нему. При этом шланг подразделяется на 3 рабочих зоны (рис. 6); в пределах каждой зоны расчетное значение давления считается одинаковым, то есть этот шланг моделируется как система с сосредоточенными параметрами.

6. При движении роликов суммарный объем зон не изменяется, а могут перераспределяться объемы отдельных зон в зависимости от режима работы насоса (рис. 6).

7. Движение раствора через зазор в деформированном шланге подчиняется *соотношению Бернулли* (так называемому *закону потерь скорости*); расчетная эффективная площадь зазора определяется 3-мя прижимаемыми роликами пакета (рис. 2) без учета их взаимного влияния (то есть в соответствии с *законом обратных квадратов*).

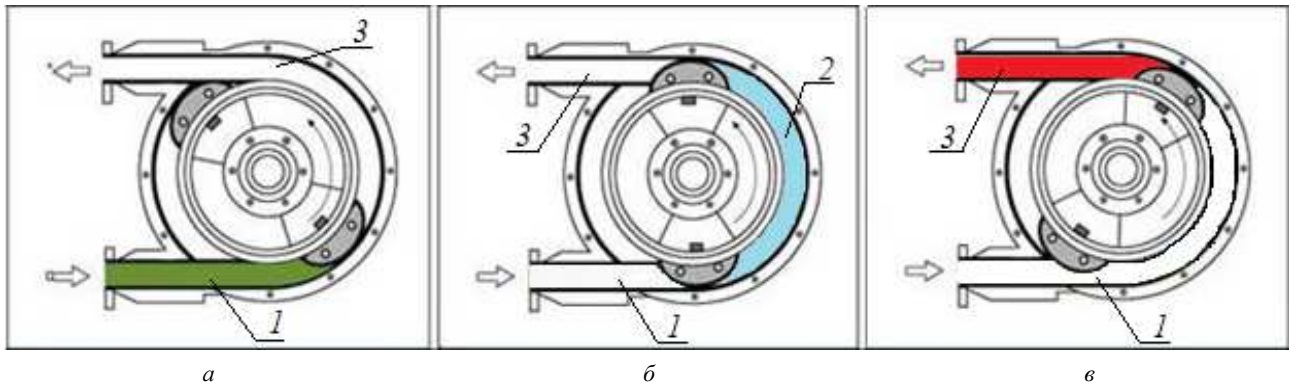


Рис. 6 – Особенности процесса подачи смеси бетононасосом: а – режим всасывания; б – промежуточное состояние; в – режим нагнетания. 1 – зона всасывания; 2 – промежуточная зона; 3 – зона нагнетания.

8. Упругими деформациями металлических деталей привода роликов, а также крутильными колебаниями ротора и вала двигателя пренебрегаем.

9. Давления раствора при входе во впускной патрубок (в бункере) и выходе из выпускного трубопровода считаются неизменными величинами, близкими к атмосферному давлению.

Постоянные и переменные коэффициенты модели. Коэффициент сжимаемости α для смеси в рабочей зоне шланга под действием центрального ролика определяется упругостью его стенок по формуле [8, 11]

$$\alpha = V^{-1} dV / dp = \left\| V = \pi R_{mp}^2 L; dV = 2\pi R_{mp} \cdot dR_{mp}; dR_{mp} = K_k^{-1} \cdot h_k dp \right\| = (2h_k / R_{mp}) \cdot K_k^{-1},$$

где V, L, R_{mp} – объем, длина и радиус зоны; p – избыточное давление, под которым находится смесь внутри рабочей зоны шланга; K_k – модуль объемной упругости материала шланга,

$$K_k = E_k \cdot [(1 - \mu_k) / (1 + \mu_k)] / (1 - 2\mu_k) \approx E_k / (3 \cdot (1 - 2\mu_k));$$

$E_k = 8$ МПа, $\mu_k = 0.47$, $h_k = 0.4 h_{cm}$ – соответственно модуль упругости Юнга, коэффициент Пуассона каучука [12], h_k – толщина слоя каучука; h_{cm} – толщина стенки шланга.

Коэффициент сжимаемости определяется по формуле [13]

$$\alpha = 1 / \sqrt{\alpha \rho_{0p}} = \sqrt{(2h_k / r) \cdot K_k / \rho_{0p}},$$

где $\rho_{0p} = 1500$ кг/м³ – средняя плотность строительного раствора, от которой зависит скорость звука a в канале с упругой стенкой.

Как видно, величины α и a не зависят от давления и для всего расчета являются константами. Значение скорости звука для шлангов такого типа обычно лежит в диапазоне 150 ... 200 м/с, а запаздывание импульса подачи раствора при распространении по выпускному трубопроводу соизмеримо с периодом работы насоса. Именно по этой причине для расчета такого шланга необходимо учитывать инерционность смеси, то есть волновые эффекты.

Внутренний радиус R_{mp} шланга в диапазоне действующих в насосе гидростатических давлений $p_{cm} = 0.1 \dots 0.5$ МПа, создаваемых силой тяжести, изменяется незначительно, чем можно пренебречь. Гидродинамические давления, создаваемые силами инерции и трения, учитываются как эффект сжимаемости, и на расчетную величину радиуса R_{mp} не влияют. Поэтому для всех сечений впускного патрубка и выпускного трубопровода за период всего времени расчета является константой площадь поперечного сечения трубопровода:

$$S_{шл} = \pi R_{mp}^2,$$

где R_{mp} , ρ_{0p} и ν_p , используемые в формуле для определения касательного напряжения τ_k на внутренней стенке шланга, также являются константой. Касательное напряжение τ_k определяется как:

$$\tau_k = \rho_{0p} \nu_p \cdot (8\pi / R_{mp}^2) \cdot \nu_{cp},$$

где ν_p – кинематическая вязкость строительного раствора, ($\nu_p \approx 600$ сСт [14]); ν_{cp} – средняя скорость движения смеси через поперечное сечение шланга.

Что касается внутреннего диаметра шланга, то при контакте с роликом эффективная площадь его поперечного сечения уменьшается и описывается формулой:

$$S_{шл} = \mu_p \pi r_k (2R_{mp} - r_k),$$

где μ_p – коэффициент расхода, который определяется в соответствии с рекомендациями [15]; $r_k(\varphi)$ – минимальный внутренний радиус деформированного сечения рабочей части шланга (рис. 6), который определяется как:

$$r_k = R_{mp} - (r_{pol} - l_{\min}) / 2,$$

r_{pol} – радиус ролика; $l_{\min}(\varphi)$ – минимальное расстояние от внешней стенки деформированного шланга до оси ролика. Эта величина зависит от угла $\varphi_j \in [0, 2\pi]$, (рис. 7),

$$l_{\min} = \begin{cases} l_0 - R_{o.p} \cdot |\cos \varphi_j|, & \varphi_j \leq \pi; \\ l_0 - R_{o.p}, & \varphi_j > \pi, \end{cases}$$

где $R_{o.p}$ – расстояние между осями вращения ролика и ротора; l_0 – расстояние от внешней поверхности шланга до оси вращения ротора.

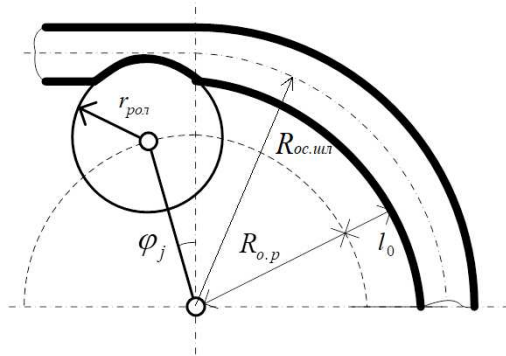


Рис. 7 – Схема деформации шланга роликом.

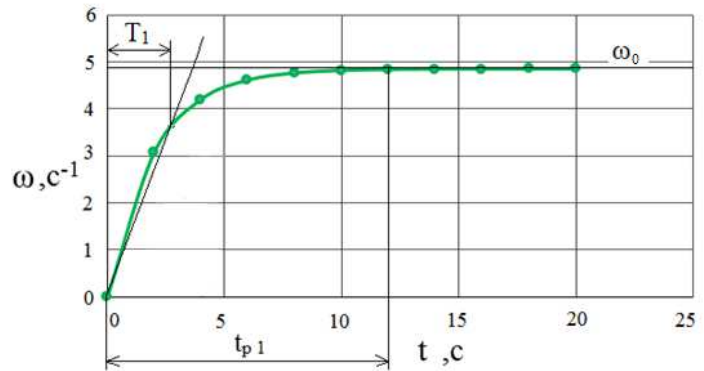


Рис. 8 – Зависимость угловой скорости ротора от времени.

При существенной величине давления p_2 за роликом (рис. 6, в) в период нагнетания зазор $h_{\min} = 2r_k$ увеличивается до значения

$$h_{\min} = 2r_k + 2h_k \cdot (p_2 / K_k),$$

что учитывает податливость каучукового слоя на внутренней поверхности шланга, в результате чего минимальный зазор и расход протекающей смеси увеличиваются примерно на 10 %.

Если при данном угле поворота кривошипа со шлангом контактирует 2 или 3 ролика из пакета, то образуемые ими проходные сечения μf_j суммируются по закону обратных квадратов и используется соотношение

$$\frac{1}{(\mu f)^2} = \sum_j \frac{1}{(\mu f_j)^2}.$$

Заметим, что такое же правило можно применить для двух пакетов роликов и, после деления полученной величины $\mu f_{\text{эф}}$ на площадь f_{mp} внутреннего сечения шланга, получаем эффективный коэффициент $\Delta \mu f$ для всех зазоров насоса, работающих последовательно. Зависимость этого коэффициента от угла поворота ротора имеет период 180° . Ее график приведен на рис. 9; минимум коэффициента соответствует вертикальному расположению ротора (на рис. 1). Как видим, для проектируемого бетононасоса этот коэффициент оказался малым, следовательно, эффективный зазор, создаваемый двумя пакетами роликов, имеет высокую плотность, достаточную для нагнетания строительной смеси по шлангу. Но, что очевидно, на отдельных фазах рабочего цикла ротора первый или второй пакет роликов создает зазор низкой плотности, либо вообще не контактирует со шлангом.

В том случае, если

$$\mu f > 0.3 \cdot f_{mp}, \quad (1)$$

то перепад давления между камерами, соединяемыми каналом с эффективной площадью сечения μf , станет настолько малым, что им можно пренебречь. Это означает, что указанные полости объединяются в одну, и мы получаем расчетную схему с двумя камерами (рис. 6, а, в).

Когда с некоторого момента времени (обозначим его t_0) условие (1) начинает нарушаться, то камера 1 либо камера 3 разделяются на две части (соответственно, 1 и 2 либо 3 и 2); в момент разъединения в этих частях давления одинаковы –

$$p_2(t_0) = p_1(t_0) \text{ либо } p_2(t_0) = p_3(t_0),$$

но далее, при условии $t > t_0$, эти равенства для давлений не соблюдаются.

Кроме проходного сечения ролик влияет на величину объема рабочей зоны, причем изменение ΔV этого объема описывается следующей формулой:

$$\Delta V = (\pi/3) \cdot \sqrt{r_{pol}^2 - l_{\min}^2} \cdot (r_{pol} - l_{\min})^2 \cdot [1 - 0.5 l_{\min} / r_{pol}],$$

если $l_{\min} / r_{pol} < 1$; иначе принимается $\Delta V = 0$.

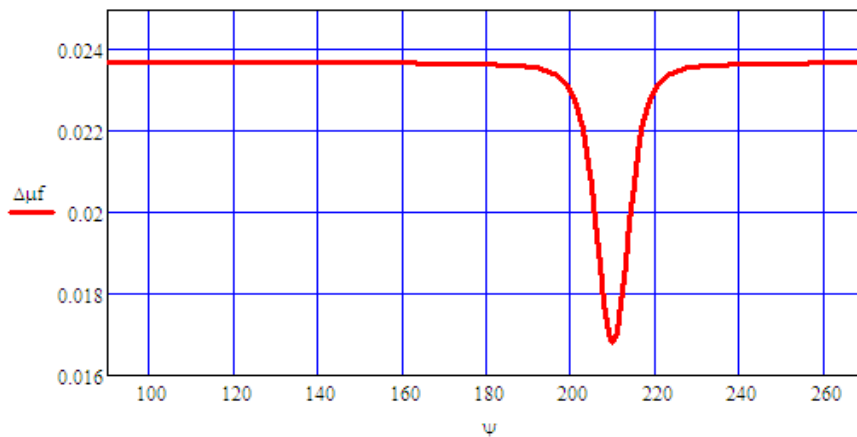


Рис. 9 – Изменение эффективного коэффициента плотности зазора в зависимости от угла поворота ротора.

Изменение объема зон при вращении ротора вызывает неравномерность подачи смеси. Теоретическое значение коэффициента неравномерности определяется формулой

$$\delta q = q_{\text{наг}}^{-1} \cdot d(\Delta V) / dt ,$$

где $q_{\text{наг}}$ – теоретическая подача шлангового бетононасоса (без учета сжимаемости и обратных перетечек смеси),

$$q_{\text{наг}} = S_{\text{шл}} v_{\text{наг}} ,$$

$v_{\text{наг}}$ – характерная скорость движения потока строительной смеси,

$$v_{\text{наг}} = R_{\text{ос.шл}} \cdot \omega ;$$

$R_{\text{ос.шл}}$ – расстояние от оси ротора до оси шланга; ω – угловая скорость вращения ротора.

Угловую скорость при длительной подаче раствора можно считать постоянной величиной:

$$\omega = \omega_0 ,$$

где $\omega_0 = \pi n_0 / 30$; n_0 – это номинальная частота вращения ротора, для анализируемого бетононасоса $n_0 = 45$ об/мин. Поэтому все процессы в камерах насоса и шлангах будут иметь период повторения 180° по углу поворота ротора, либо период $T = \pi / \omega_0 \approx 0.67$ секунды – по времени t . Но, чтобы выйти на режим установившихся колебаний, приходится моделировать переходной процесс, имитирующий повторное включение двигателя после краткой остановки насоса. Из графической зависимости рис. 8 видно, что стабилизация скорости вращения ротора, а, следовательно, и режима работы насоса наступают через 12 секунд после его включения.

Теоретический коэффициент неравномерности зависит от угла поворота ротора и, как это можно видеть на рис. 10, на начальном и конечном участках деформирования шланга достигает больших значений – 0.6 и более. Именно по этой причине, чтобы сгладить колебания давления в рабочих полостях, которые без этого уточнения расчета оказывались нереально большими, в математической модели пришлось учесть эффект сжимаемости, вызванный упругостью шланга, и инерционность столба жидкости в трубопроводе.

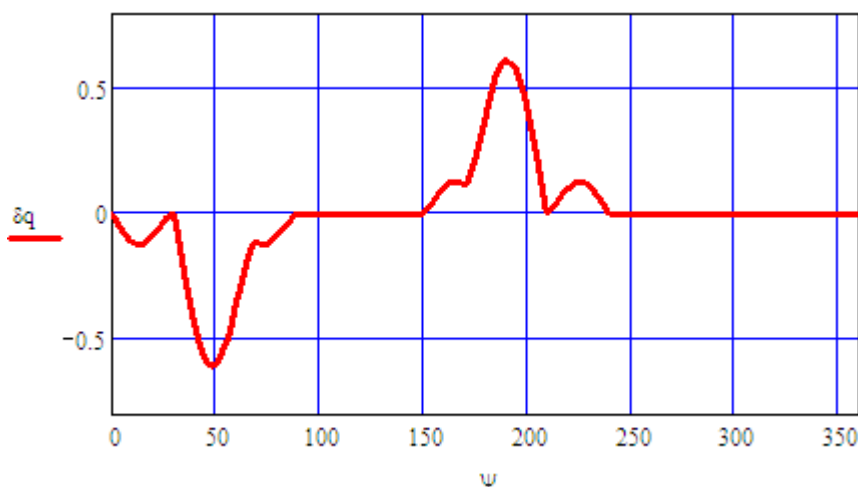


Рис.10 – Зависимость теоретического коэффициента неравномерности нагнетания смеси от угла ψ , град поворота ротора.

Дифференциальные уравнения модели и начальные/краевые условия для их интегрирования. Расчет скоростей движения смеси по впускному патрубку и выпускному трубопроводу проводится посредством одностепенных систем дифференциальных уравнений в частных производных [16], включающих уравнение движения смеси

$$\partial u(x,t)/\partial t + \rho_0^{-1} \partial p(x,t)/\partial x = -\xi_p \cdot u(x,t) \quad (2)$$

и уравнение её сжимаемости

$$a^{-2} \partial p(x,t)/\partial t + \rho_0 \partial u(x,t)/\partial x = 0, \quad (3)$$

где $\xi_p = 8\nu_p \cdot R_{mp}^{-2}$ – коэффициент сопротивления; ν_p – кинематическая вязкость раствора; u, p – средняя (по сечению) скорость и гидродинамическая компонента давления, под которым находится раствор в поперечном сечении шланга с координатой x в момент времени t .

Координата x отсчитывается от внешних сечений, контактирующих с бункером и точкой назначения подачи; длины впускного патрубка и выпускного трубопровода обозначаются L_1 и L_3 , а рабочей части шланга внутри корпуса насоса – L_2 .

После интегрирования уравнений (2) и (3) необходимое давление $p(x,t)$ находится по формуле

$$p_a(x,t) = p(x,t) + p_{cm}(x),$$

где $p_{cm}(x)$ – статическая составляющая давления, величина которого пропорциональна разности высот между уровнем сечения выпускного трубопровода и уровнем сечения x в рабочей части шланга.

Граничные и начальные условия для уравнений (2) и (3) являются однородными и выглядят так:

$$p(0,t) = 0, \quad p(x,0) = 0, \quad u(x,0) = 0.$$

В зонах внутреннего сечения шланга соблюдаются условия непрерывности давления:

$$p(L_{1,3},t) = p_{1,3}(t),$$

где $p_{1,3}$ – это динамические компоненты давления в 1-ой и 3-ей зонах (рис. 5).

В уравнениях (2) и (3) не учитываются слагаемые, описывающие эффекты переноса; это объясняется тем, что для всего потока смеси в шланговом насосе числа Маха малы (не превосходят 0.01).

Для зон шланга внутри корпуса насоса записываются уравнения сжимаемости [8], число и вид которых зависит от фазы процесса. Наиболее сложный случай соответствует расчетной схеме, показанной на рис. 6, б, используются три уравнения сжимаемости:

$$\begin{aligned} \alpha V_1 dp_1 / dt &= S_{вл} \cdot u_{en}(L_{in},t) + k_p S(\varphi + \pi) \cdot \sigma(p_2 - p_1 - \Delta p_{cm}) - q_{наг} \cdot (1 + \delta q(\varphi + \pi)); \\ \alpha V_2 dp_2 / dt &= k_p S(\varphi) \cdot \sigma(p_3 - p_2 - \Delta p_{cm}) - k_p S(\varphi + \pi) \cdot \sigma(p_2 - p_1 - \Delta p_{cm}); \\ \alpha V_3 dp_3 / dt &= q_{наг} \cdot (1 + \delta q(\varphi)) - k_p S(\varphi) \cdot \sigma(p_3 - p_2 - \Delta p_{cm}) - S_{вл} \cdot u_{вып}(L_{out},t), \end{aligned} \quad (4)$$

а также, поскольку частота вращения ротора может быть переменной, добавлено уравнение для определения угла поворота ротора

$$d\varphi / dt = \omega(t). \quad (5)$$

Когда угол φ превышает π , в этот момент времени пакет роликов, который на рис. 2 был нижним, становится верхним, а верхний пакет – нижним, что полностью отвечает логике работы данного бетононасоса.

В системе уравнений (4) $\sigma(p)$ – расходная функция, определяется по формуле Бернулли

$$\sigma(\Delta p) = \sqrt{(2/\rho_p) \cdot |\Delta p|} \cdot \Delta p.$$

Статический перепад давления Δp_{cm} соответствует потере напора при подъеме на высоту $R_{ос.шл}$; объемы зон V_1, V_3 определяются с учетом насосного эффекта роликов и изменяются соответственно на величины $\Delta V(\varphi + \pi)$ и $\Delta V(\varphi)$.

Интегрирование системы дифференциальных уравнений (4), (5) производится при нулевых начальных условиях

$$p_1(0) = 0, \quad p_2(0) = 0, \quad p_3(0) = 0, \quad \varphi(0) = 0$$

совместно с уравнениями (2), (3), записанными для впускного патрубка и выпускного трубопровода, до установления параметров рабочего процесса и скорости движения потока смеси.

Расчетные уравнения. Интегрирование уравнений (4), (5) выполняется численно с постоянным шагом по времени $\Delta t \approx 10^{-4}$ с при использовании метода Эйлера. Производные по времени заменяются конечными разностями. Так, для примера, второе уравнение системы (4) и уравнение (5) после замены и элементарных преобразований получает следующий вид:

$$\begin{aligned} p_{2,j+1} &= p_{2,j} + \frac{\Delta t}{\alpha V_2} \left[k_p S(\varphi_j) \cdot \sigma(p_{3,j} - p_{2,j} - \Delta p_{cm}) - k_p S(\varphi_j + \pi) \cdot \sigma(p_{2,j} - p_{1,j} - \Delta p_{cm}) \right]; \\ \varphi_{j+1} &= \varphi_j + \omega(t_j) \cdot \Delta t; \quad t_{j+1} = t_j + \Delta t, \end{aligned}$$

откуда получаем расчетное давление p_1 в момент времени $t_{j+1} = \Delta t \cdot j$.

Для интегрирования уравнений (2), (3) используется *дискретная модель* и алгоритм расчета нестационарного изотермического течения с определенным коэффициентом динамической вязкости смеси по трубопроводу, которые обычно связывают с именем *акад. Приснякова* [9]. Впускной патрубок бетононасоса и выпускной трубопровод разбиваются на отдельные отрезки равной длины $\Delta x = L/n$. Для устойчивости расчета, длина отрезка обязана удовлетворять *условию Куранта* [17]

$$\Delta x \geq a \cdot \Delta t,$$

где a – это скорость звука в смеси, а время Δt то же самое, что указано выше.

Результаты расчета для конкретного примера. Расчет подачи строительного раствора проводился при следующих значениях основных параметров бетононасоса:

- длины трубопроводов – $L_1 = 1$ м; $L_2 = 0.75$ м; $L_3 = 60$ м; высота подъема 30 м;
- внутренний диаметр шланга $2r = 50$ мм; толщина стенки $h_{cm} = 15$ мм;
- радиус ролика $r_{рол} = 50$ мм; расстояния $R_{o,p}$ между осями вращения ротора и роликов – 210 мм для основного и 185 мм для вспомогательного; минимальный зазор при деформации шланга – $2r_k = 1$ мм.
- номинальная частота вращения ротора $n_0 = 45 \text{ мин}^{-1}$.

При этом длины расчетных отрезков составляли $\Delta x_1 = 3$ м, $\Delta x_3 = 0.1$ м, а величина $a \cdot \Delta t < 0.02$ м, то есть условие Куранта выполнялось с многократным запасом.

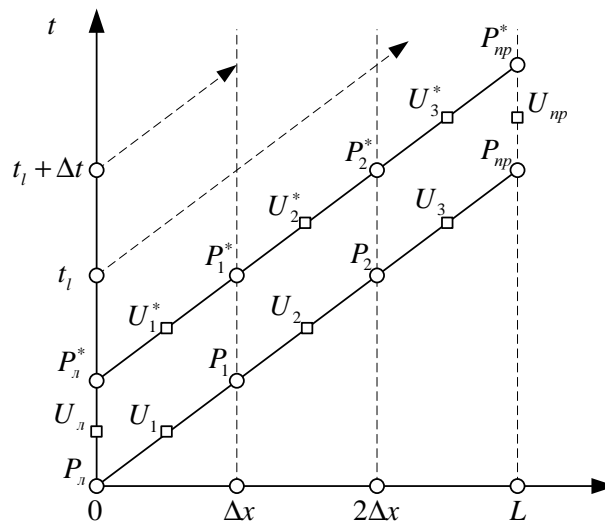


Рис. 11 – Расчетная схема для впускного патрубка и выпускного трубопровода.

На рис. 11 для компактности изложения теории трубопровод разбит на 3 отрезка, но в реальных расчетах по данному методу число таких отрезков, как правило, составляет 10 ... 20. Интегрирование производится вдоль восходящей наклонной прямой, отмеченной пунктиром. Узловые значения скорости и давления обозначены большими буквами U и P соответственно. Давление P_l^* в конце трубопровода, расположенного слева, на графике известно, на параллельной линии, проведенной ниже, давления P_1, P_2, P_{np} и скорости U_1, U_2, U_3 в промежуточных узлах, а также скорость U_{np} на границе трубопровода и рабочей зоны насоса с объемом V_{np} , были рассчитаны на предыдущем шаге. Скорости и давления, отмеченные звездочкой, вычисляются по рекуррентным соотношениям:

$$U_1^* = U_1 + (a\rho_0)^{-1}(P_l^* - P_1) \cdot (\Delta t / \Delta x) - \xi_p U_1 \Delta t, \quad P_1^* = P_1 \cdot [1 + (U_1^* - U_2) \cdot (\Delta t / \Delta x)],$$

$$U_2^* = U_2 + (a\rho_0)^{-1}(P_1^* - P_2) \cdot (\Delta t / \Delta x) - \xi_p U_2 \Delta t, \quad P_2^* = P_2 \cdot [1 + (U_2^* - U_3) \cdot (\Delta t / \Delta x)],$$

$$U_3^* = U_3 + (a\rho_0)^{-1}(P_2^* - P_3) \cdot (\Delta t / \Delta x) - \xi_p U_3 \Delta t.$$

Скорости $U_3^* = u(L - 0.5\Delta x, t_j + 0.5\Delta t)$ и $U_{np} = u(L, t_j + 0.5\Delta t)$ связаны соотношением

$$\frac{U_3^* - U_{np}}{0.5\Delta x} = \frac{\alpha \cdot (P_{np}^* - P_{np})}{\Delta t},$$

причем величины U_{np} , $P_{np}^* = p_{1,3}(t_j + \Delta t)$, $P_{np} = p_{1,3}(t_j)$ используются в равенствах, заменяющих первое и третье

уравнения системы (4). После временного исключения из этих соотношений неизвестной скорости U_{np} , получаем расчетные уравнения для давлений:

$$p_{1,j+1} = p_{1,j} + \frac{\Delta t}{\alpha V_{1,j}^*} \left[S_{\text{вл}} \cdot u_{\text{вл}}(L_1 - 0.5\Delta x_1, t_j) + k_p S(\varphi_j + \pi) \cdot \sigma(p_{2,j} - p_{1,j} - \Delta p_{\text{см}}) - q_{\text{наг}} \cdot (1 + \delta q(\varphi_j + \pi)) \right];$$

$$p_{3,j+1} = p_{3,j} + \frac{\Delta t}{\alpha V_{3,j}^*} \left[q_{\text{наг}} \cdot (1 + \delta q(\varphi_j)) - S_{\text{вл}} \cdot u_{\text{вл}}(L_3 - 0.5\Delta x_3, t_j) - k_p S(\varphi_j) \cdot \sigma(p_{3,j} - p_{2,j} - \Delta p_{\text{см}}) \right],$$

где скорректированные значения объемов рабочих камер включают объемы соседних отрезков впускного патрубка или выпускного трубопровода,

$$V_{1,j}^* = V_{1,j} + S_{\text{вл}} \cdot \Delta x_1 / 2; \quad V_{3,j}^* = V_{3,j} + S_{\text{вл}} \cdot \Delta x_3 / 2.$$

В завершение этого шага расчета по формулам

$$U_{\text{л}}^* = U_1 \quad \text{и} \quad U_{\text{np}}^* = U_3^* + \alpha \cdot (P_{\text{np}}^* - P_{\text{np}}) \cdot 0.5 \cdot \Delta x / \Delta t$$

определяются расчетные значения скорости на концах шланга.

Узлы каждого расчетного слоя имеют смещение по времени; между концами трубопровода величина смещения составляет

$$\tau_{\text{см}} = n \cdot \Delta t.$$

Величина смещения оказывается значительно меньше запаздывания импульса $\tau = L/a$, которая для впускного патрубка незначительна, но у выпускного трубопровода соизмерима с основным периодом колебаний давления.

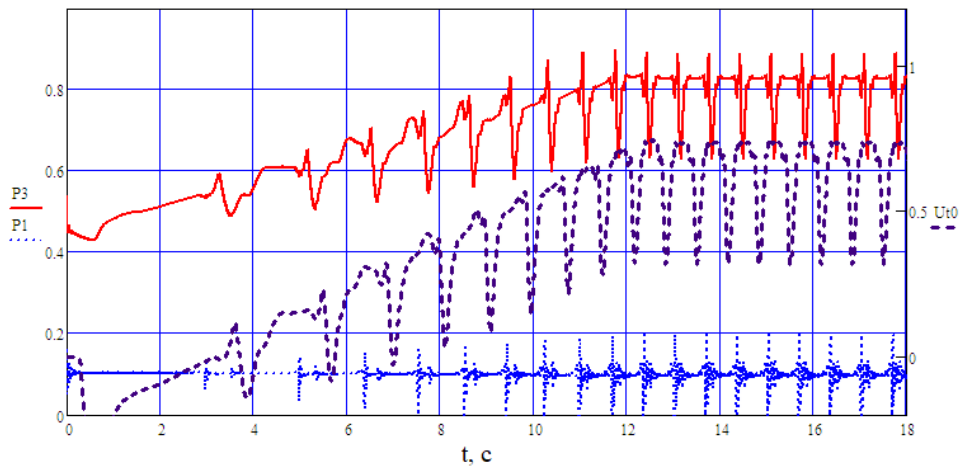


Рис. 12— Расчетные кривые изменения давлений P1 и P3, МПа в камерах насоса и скорости смеси Ut0, м/с на выходе из выпускного трубопровода; время t , с отсчитывается от начала включения насоса.

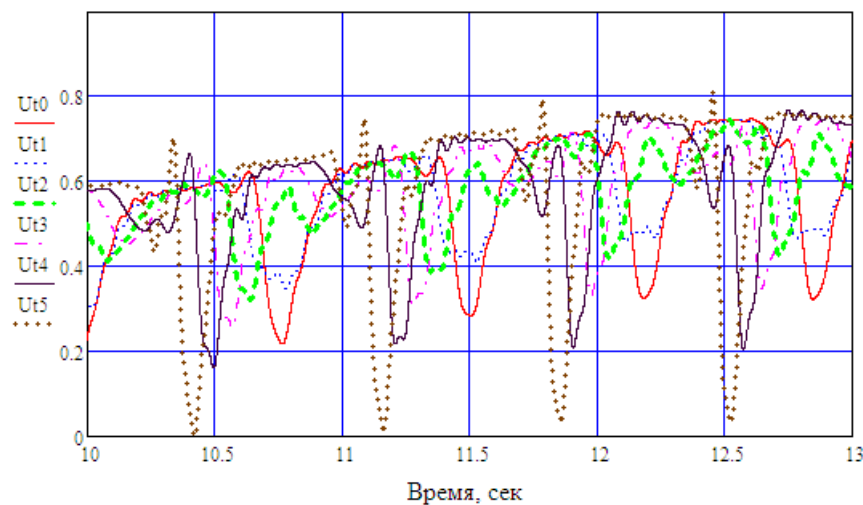


Рис. 13 – Изменения скорости в шести равноотстоящих сечениях выпускного трубопровода (включая выходное и входное сечения).

По окончании расчета вычисляются пиковые и средние индикаторные (то есть, не учитывающие трение в механических узлах бетононасоса) значения мощности N и крутящего момента M при использовании формул:

$$N(t) = S_{\text{шл}} \cdot (p_3(t) - p_1(t)) \cdot v_{\text{наг}} \quad \text{и} \quad M(t) = S_{\text{шл}} \cdot (p_3(t) - p_1(t)) \cdot R_{\text{ос.мр}}.$$

Кроме того, интегрируя расчетные значения скорости $u_3(t)$, определяется значение коэффициента расхода насоса.

Графические зависимости на рис. 12 показывают, что стабилизация рабочих параметров насоса происходит через 12 секунд от момента пуска бетононасоса, что подтверждает ранее полученные результаты (рис. 8). Коэффициент расхода близок к 50 %.

Кривые на рис. 13 доказывают необходимость учета инерционности жидкости в выпускном трубопроводе; колебания скоростей сдвинуты на различные фазовые углы и имеют сложный полигармонический характер. Уровень пульсаций скорости по мере продвижения по трубопроводу уменьшается, и вблизи выходного конца его можно считать приемлемым для выполнения бетонных работ.

Что касается результатов расчета впускного трубопровода, то там картина другая – кривые скоростей в разных сечениях практически накладываются друг на друга. Объяснение понятное: этот трубопровод достаточно короткий, и запаздыванием импульсов здесь можно пренебречь.

Математическая модель работы насоса при подаче бетонной смеси. Упомянутая модель, в основном, совпадает с описанной выше, но имеет отличительные особенности:

- внутри шлангов бетонная смесь рассматривается как двухкомпонентная изотермическая вязкая несжимаемая жидкость, состоящая из щебня и цементно-песчаного раствора, которые имеют одинаковое давление и скорость течения, но разные объемные части;
- причиной изменения объемных частей является узкий зазор у деформированного шланга, который пропускает цементно-песчаный раствор, но задерживает щебень;
- ламинарное течение бетонной смеси по шлангам имеет две области – центральное ядро, где по причине очень высокой вязкости смеси (она выше вязкости ν_p цементно-песчаного раствора не менее чем в 10 раз) скорости в поперечном сечении практически одинаковы (рис. 4, кривая 2), и тонкую жидкую пленку, образованную цементно-песчаным раствором и примыкающую к стенке шланга.

При учете силы гидравлического сопротивления формула для коэффициента трения принимает вид:

$$\xi_p = 2\nu_{\text{ш.р}} \cdot (\rho_{\text{ц}} / \rho_{\text{б}}) \cdot (R_{\text{мр}} \cdot h_{\text{пл}})^{-1},$$

где значение $\nu_{\text{ш.р}} \approx 400$ сСт отвечает вязкости жидкой пленки, которая имеет (по сравнению с исходным раствором) повышенное процентное содержание воды; $\rho_{\text{ц}} \approx 1100$ кг/м³ – плотность этой пленки; $\rho_{\text{б}} = 2200$ кг/м³ – плотность бетонной смеси.

Толщина пленки $h_{\text{пл}}$ принята равной $0.06 R_{\text{мр}}$; в дальнейшем эта величина (и сама концепция расчета коэффициента ξ_p) будет уточняться по результатам экспериментальных исследований.

В формуле для скорости звука увеличивается плотность:

$$a = 1/\sqrt{\alpha\rho_{\text{б}}} = \sqrt{(2h_{\text{к}}/r) \cdot K_{\text{к}} / \rho_{\text{б}}},$$

следовательно, для подачи бетонной смеси эта скорость уменьшается примерно в 1.2 раза.

Условие (1) нарушается при зазорах, меньших характерного диаметра осколков щебня:

$$2r_{\text{к}} < 0.8 d_{\text{щ.мах}} \approx 8 \text{ мм.}$$

Поэтому формула для расходной функции $\sigma(\Delta p)$ использует плотность $\rho_{\text{ц}}$ и учитывает фильтрацию раствора через щебень [18]:

$$\sigma(\Delta p) = \sqrt{(2/\rho_{\text{ц}})} \cdot \left[\sqrt{(|\Delta p| + p_{\text{ф}})} - \sqrt{p_{\text{ф}}} \right] \cdot \Delta p, \quad (6)$$

где величина давления $p_{\text{ф}} \approx 0.2$ МПа отвечает выбранному коэффициенту $K_{\text{ф}} = 0.5$ м/с и пути $L_{\text{ф}} = 1$ м фильтрации; $L_{\text{ф}}$ – это среднее расстояние между центрами соседних камер насоса.

При использовании формулы (6) учитывается, что по причине фильтрации основное падение давления происходит не при входе жидкости в зазор (как при подаче раствора), а в объемах соединяемых камер. Поэтому в зоне минимального зазора действует повышенное давление $p_{\text{ср}}$, равное полусумме давлений между камерами, которое сжимает каучуковый слой шланга и увеличивает зазор в 1.1 ... 1.3 раза, до значения

$$h_{\text{мин}} = 2r_{\text{к}} + 2h_{\text{к}} \cdot (p_{\text{ср}} / K_{\text{к}}).$$

Заметим, что изменение объемных частей бетонной смеси не влияет на динамику давлений и скоростей. Но без результатов динамического анализа фракционного состава смеси в рабочих камерах насоса гидродинамический расчет процесса трудно назвать полным.

Объемная часть ψ_0 цементно-песчаного раствора в бетонной смеси, загруженной в бункер, определяется в соответствии со стандартом для данной марки бетона; его характерное значение, которое использовалось в расчетах, составляет $\psi_0 = 0.42$. В рабочих камерах эта величина может быть иной, обозначим её $\psi_{1,2,3}$. Тогда рассмотренные выше системы рекуррентных уравнений дополнятся следующими тремя соотношениями:

$$\begin{aligned}\psi_{1,j+1} &= (\psi_{1,j} \cdot V_{1,j}^* + [f_{mp} u_{en}(L_1 - 0.5\Delta x_1, t_j) \cdot \psi_0 + k_p f(\varphi_j + \pi) \cdot \sigma(p_{2,j} - p_{1,j} - \Delta p_{cm})] \cdot \Delta t) / V_{1,j+1}^*, \\ \psi_{2,j+1} &= (\psi_{2,j} \cdot V_{2,j}^* + [k_p f(\varphi_j) \cdot \sigma(p_{3,j} - p_{2,j} - \Delta p_{cm}) - k_p f(\varphi_j + \pi) \cdot \sigma(p_{2,j} - p_{1,j} - \Delta p_{cm})] \cdot \Delta t) / V_{2,j+1}^*, \\ \psi_{3,j+1} &= (\psi_{3,j} \cdot V_{3,j}^* - [k_p f(\varphi_j) \cdot \sigma(p_{3,j} - p_{2,j} - \Delta p_{cm}) + f_{mp} u_{en}(L_3 - 0.5\Delta x_3, t_j) \cdot \psi_{3,j}] \cdot \Delta t) / V_{3,j+1}^*.\end{aligned}$$

Анализ и сопоставление результатов расчета. Шланговый насос, используемый для моделирования подачи бетонной смеси, имел те же основные параметры, что и для подачи строительного раствора. Некоторые результаты моделирования представлены на рис. 14 – 16.

Рис. 14 и рис. 12 описывают аналогичные процессы и дают удобный материал для сравнения результатов. Увеличение плотности и вязкости нагнетаемой смеси повысило статические и суммарные давления примерно в 1.5 раза; в такой же пропорции увеличились максимальные значения мощности и крутящего момента в приводе. Коэффициент подачи уменьшился до 45 %. Значительно (более чем в 3 раза) снизилась амплитуда колебаний скорости в выходном сечении выпускного трубопровода, что говорит о более стабильном потоке бетонной смеси в сравнении со строительным раствором. Незначительные пульсации давления на установившемся режиме работы не влияют на целостность и качество потока бетонной смеси на выходе из бетононасоса.

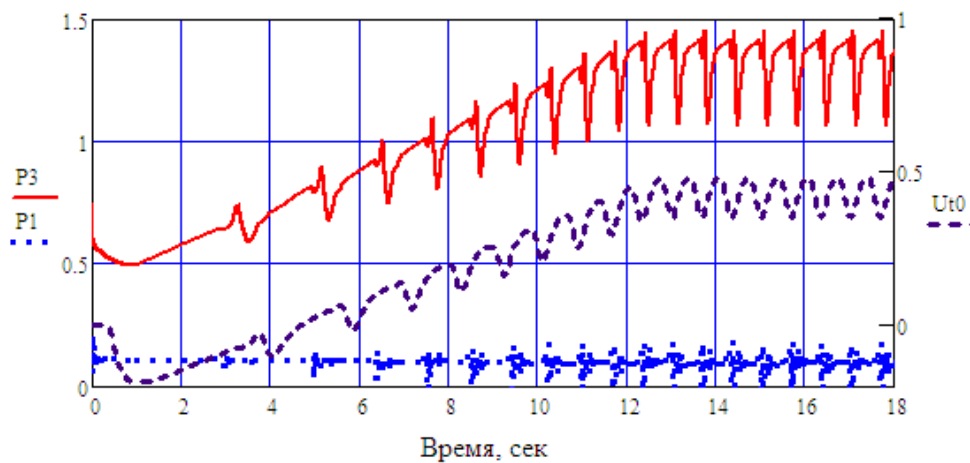


Рис. 14 – Расчетные кривые давлений P1 и P3, МПа в камерах бетононасоса и скоростей U_0 , м/с на выходе из выпускного трубопровода при подаче бетонной смеси.

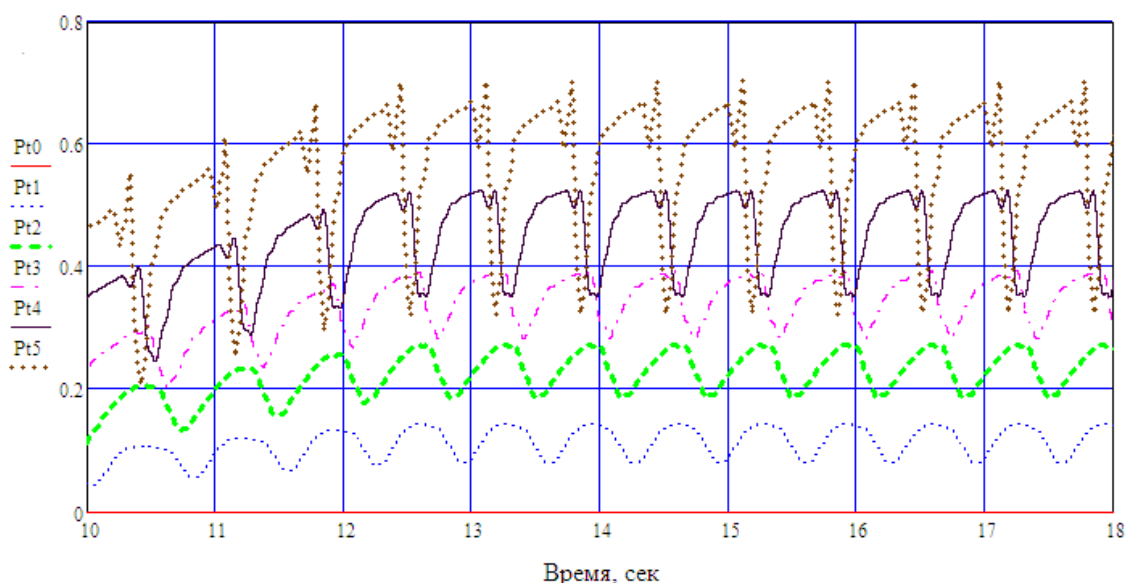


Рис. 15 – Изменение динамической компоненты давления бетонной смеси P_t , МПа в шести равноотстоящих сечениях выпускного трубопровода (включая выходное и входное сечения).

Из графика на рис. 14 также видно, что при подаче бетонной смеси имеются незначительные пульсации давления на установившемся режиме работы бетононасоса, которые сопровождается достаточно быстрой реакцией стабилизации 0.2 с. Исходя из полученных результатов можно сказать, что данные пульсации давления при стабильном режиме работы насоса не влияют на целостность и качество потока бетонной смеси на выходе из бетононасоса.

Если зазор при деформировании трубы уменьшать до нуля, то кривые на рис. 14 будут сближаться, и существенно возрастет производительность насоса. Однако значительно возрастут максимальные нагрузки, которые выйдут за допустимые пределы для данной конструкции бетононасоса.

Рис. 15 доказывает отсутствие газовых пробок внутри выпускного шланга; в противном случае модель течения бетонной смеси пришлось бы усложнять.

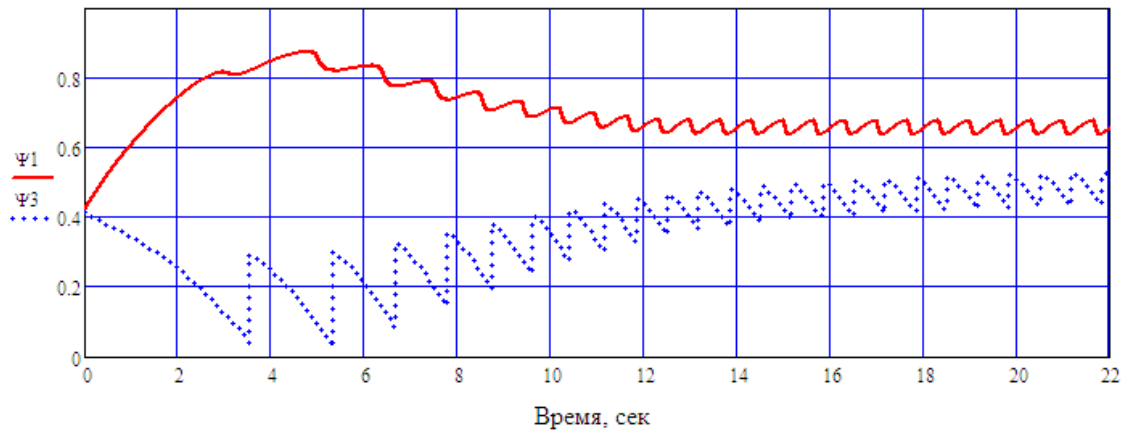


Рис. 16 – Расчетные кривые изменения объемных частей жидкой части бетонной смеси в камерах насоса.

Рис. 16 иллюстрирует изменение влагосодержания бетонной смеси в рабочих камерах насоса. В начальный период времени смесь в верхней камере оказывается сильно осушенной, поэтому, перед очередным запуском в бункер добавляют воду (или мыльный раствор). На установившемся режиме бетонная смесь в нижней камере получает избыточную порцию влаги (что значительно снижает трение о внутреннюю стенку шланга, и поэтому мы это трение не учитываем). В верхней камере она отдает эту влагу и восстанавливает заданную рецептуру бетонной смеси. Поскольку весь этот процесс сопровождается заметной вибрацией, на качество бетонной смеси временное расслоение не влияет.

Выводы. Разработаны новые математические модели и алгоритмы расчета, предназначенные для динамического анализа рабочего процесса шлангового насоса при подаче строительного раствора или бетонной смеси.

Модели используют известные уравнения изотермического движения жидкости с определенным коэффициентом динамической вязкости по трубопроводам с упругой стенкой. Показано, что при моделировании рабочего процесса подачи раствора допустимо игнорировать наличие сухого трения и представлять его как однородную жидкость. При моделировании рабочего процесса подачи бетонной смеси целесообразно использовать двухслойную модель движения вязкой смеси, включающую вязкое ядро и пристенный слой у внутренней поверхности шланга.

Получены новые формулы для расчета эффективного сечения в зазоре максимально деформированного шланга, а также насосного эффекта, возникающего в периоды захода на шланг и схода с него пакета роликов.

В результате моделирования рабочего процесса подачи определена длительность выхода рабочих параметров насоса на установившийся режим, а также оценено влияние плотности и вязкости перекачиваемой смеси на максимальные давления в системе, на затрачиваемую мощность и крутящий момент.

Разработанные математические модели и алгоритмы расчета могут быть использованы в дальнейшем для динамического анализа рабочего процесса шланговых насосов при подаче ими строительных растворов или бетонных смесей, а также при разработке гидравлического привода бетононасосов.

Список литературы

1. Emeljanova A. I., Zadorozhnyi A. O., Klimenko M. V., Chayka D. O. Pat. 112585, Ukraine. Universal hose-type concrete pump. Kharkiv National University of Construction and Architecture. – 2006.
2. Klespitz J., Kovács L. Peristaltic pumps – a review on working and control possibilities // SAMI 2014, IEEE 12th international symposium on applied machine intelligence and informatics, January 23 – 25. – Slovakia, Herľany, 2014. P. 191 – 194.
3. Dhananchezhian P., Somashekhar S. Hiremath. Optimization of multiple micro pumps to maximize the flow rate and minimize the flow pulsation // 1-st global colloquium on recent advancements and effectual researches in engineering, science and technology – RAEREST 2016 on April 22nd & 23rd April 2016. – Vol. 25, P. 1226 – 1233.
4. Feys D., Kamal H. Khayat, Rami Khatib. How do concrete rheology, tribology, flow rate and pipe radius influence pumping pressure? // Cement and Concrete Composites. – 2016. – Vol. 66. – P. 38 – 46.
5. Abo Dhaheer M. S., Kulasegaram S., Karihaloo B. L. Simulation of self-compacting concrete flow in the J-ring test using smoothed particle hydrodynamics (SPH) // Cement and Concrete Research. – 2016. – Vol. 89. – P. 27 – 34.

6. Guodong Cao, Zhuguo Li. Numerical flow simulation of fresh concrete with viscous granular material model and smoothed particle hydrodynamics // *Cement and Concrete Research*. – 2017. – Vol. 100. – P. 263 – 274.
7. Daszczenko A., Glinski J., Krasowski E. *Hydraulika: Maszyny hydrauliczne*. – Lublin : Polska Akademia Nauk, Oddział w Lublinie, 2010. – 385 p.
8. Грехов Л. В., Иващенко Н. А., Марков В. А. *Топливная аппаратура и системы управления дизелей. Учебник для вузов*. – М. : Легион-Автodata, 2004. – 344 с.
9. Присяжков В. Ф. *Динамика жидкостных ракетных двигательных установок*. – М. : Машиностроение, 1983. – 248 с.
10. Чайка Д. О. Дослідження умов роботи нового універсального шлангового гідравлічного бетононасосу з урахуванням його динамічних характеристик // *Науковий вісник будівництва*. – 2017. – № 3 (89). – С. 230 – 234. – ISSN 2311-7257.
11. Башта Т. М. *Гидропривод и гидropневмоавтоматика*. – М. : Машиностроение, 1972. – 320 с.
12. Прохоров А. М. Модули упругости. Большая Советская энциклопедия в 30 т. 3-е изд. – М. : Сов. энциклопедия, 1974. – Т. XVI. – С. 406 – 616 с.
13. Лойцянский Л. Г. *Механика жидкости и газов*. – М. : Наука, 1978. – 736 с.
14. Neville A. M. *Properties of concrete*. – London : Longman, Harlow, 1995. – 4th ed. – 844 p.
15. Гамынин Н. С. *Гидравлический привод систем управления*. – М. : Машиностроение, 1972. – 376 с.
16. Атанов Г. А. *Основы одномерной нестационарной газодинамики*. – Київ : Вища школа, 1979. – 183 с.
17. Courant R., Friedrichs K., Lewy H. Über die partiellen Differenzengleichungen der mathematischen Physik // *Mathematische Annalen*. – 1928. – Т. 100. – № 1. – С. 32 – 74.
18. Бочеввер Ф. М., Гармонов Н. В., Лебедев А. В., Шестаков В. М. *Основы гидрогеологических расчетов*. – М. : Недра, 1965. – 308 с.

References (transliterated)

1. Emeljanova A. I., Zadorozhnyi A. O., Klimenko M. V., Chayka D. O. Universal hose-type concrete pump. Kharkiv National University of Construction and Architecture. Patent Ukraine, no. 112585, 2006.
2. Klespitz J., Kovács L. Peristaltic pumps – a review on working and control possibilities. *SAMI 2014, IEEE 12th international symposium on applied machine intelligence and informatics, January 23–25*. Slovakia, Herľany, 2014, pp. 191–194.
3. Dhananchezhian P., Somashekhar S. Hiremath. Optimization of multiple micro pumps to maximize the flow rate and minimize the flow pulsation. *1st global colloquium on recent advancements and effectual researches in engineering, science and technology – colloquium on recent advancements and effectual researches in engineering, science and technology – RAEREST 2016 on April 22nd & 23rd April*. 2016, vol. 25, pp. 1226–1233.
4. Feys D., Kamal H. Khayat, Rami Khatib. How do concrete rheology, tribology, flow rate and pipe radius influence pumping pressure? *Cement and Concrete Composites*. 2016, vol. 66, pp. 38–46.
5. Abo Dhaheer M. S., Kulasegaram S., Karihaloo B. L. Simulation of self-compacting concrete flow in the J-ring test using smoothed particle hydrodynamics (SPH). *Cement and Concrete Research*. 2016, vol. 89, pp. 27–34.
6. Guodong Cao, Zhuguo Li. Numerical flow simulation of fresh concrete with viscous granular material model and smoothed particle hydrodynamics. *Cement and Concrete Research*. 2017, vol. 100, pp. 263–274.
7. Daszczenko A., Glinski J., Krasowski E. *Hydraulika: Maszyny hydrauliczne*. Lublin : Polska Akademia Nauk, Oddział w Lublinie Publ., 2010. 385 p.
8. Grekhov L. V., Ivaschenko N. A., Markov V. A. *Toplivnaya apparatura i sistemy upravleniya dizeley. Uchebnik dlya vuzov* [Fuel equipment and control systems for diesel engines. College textbook]. Moscow, Legion-Avtodata Publ., 2004. 344 p.
9. Prisnyakov V. F. *Dinamika zhidkostnykh raketykh dvigatel'nykh ustanovok* [Dynamics of liquid rocket propulsion systems]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1983. 248 p.
10. Chayka D. O. Doslidzhennya umov roboty novogo universal'nogo shlangovogo gidravlichnogo betononasosu z urakhuvanniam yogo dynamicnykh kharakterystyk [Investigation of the working conditions of a new general-service hydraulic flexible-hose pump considering its dynamic characteristics]. *Naukovy visnyk budivnytstva* [Scientific Bulletin for Construction]. 2017, no. 3 (89), pp. 230–234. ISSN 2311-7257.
11. Bashta T. M. *Gidroprivod i gidropnevmoavtomatika* [Hydraulic drive and hydropneumoautomatiks]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1972. 320 p.
12. Prokhorov A. M. *Moduli uprugosti. Bol'shaya Sovetskaya Yentsiklopediya v 30 m. 3-e izd.* [Modulus of elasticity. Great Soviet Encyclopedia in 30 volumes. 3rd edition]. Moscow, Soviet Encyclopedia Publ., 1974. Vol. XVI. pp. 406–616.
13. Loytsyanskiy L. G. *Mekhanika zhidkosti i gazov* [Fluid and gas mechanics]. Moscow, Nauka Publ., 1978. 736 p.
14. Neville A. M. *Properties of concrete*. London, Longman, Harlow, 1995. 4th ed. 844 p.
15. Gamynin N. S. *Gidravlicheskiy privod system upravleniya* [Hydraulic drive of control systems]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1972. 376 p.
16. Atanov G. A. *Osnovy odnomernoy nestatsionarnoy gazodinamiki* [Fundamentals of one-dimensional unsteady gas dynamics]. Kyiv, Vyscha shkola Publ., 1979. 183 p.
17. Courant R., Friedrichs K., Lewy H. Über die partiellen Differenzengleichungen der mathematischen Physik. *Mathematische Annalen*. 1928, vol. 100, no. 1, pp. 32–74.
18. Bochever F. M., Garmonov I. V., Lebedev A. V., Shestakov V. M. *Osnovy gidrogeologicheskikh raschyotov* [Basics of hydrogeological calculations]. Moscow, Nedra Publ., 1965. 308 p.

Поступила (received) 25.09.2018

Відомості про авторів / Сведения об авторах / Information about authors

Чайка Денис Олегович (Чайка Денис Олегович, Chayka Denys Olehovich) – аспірант, Харківський національний університет будівництва та архітектури, м. Харків; тел.: (063) 895-46-56; e-mail: d.chayka93@gmail.com.

Ємельянова Інга Анатолійовна (Ємельянова Инга Анатольевна, Emeljanova Inga Anatolijevna) – доктор технічних наук, професор, Харківський національний університет будівництва та архітектури, м. Харків; тел.: (067) 571-56-84; e-mail: emeljanova-inga@ukr.net.

Андренко Павло Миколайович (Андренко Павел Николаевич, Andrenko Pavlo Micolajovich) – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків; тел.: (067) 103-88-83; e-mail: andrenko47@mail.ru.

Григор'єв Олександр Львович (Григорьев Александр Львович, Grigoryev Alexander L'vovich) – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків; тел.: (057) 707-60-35; e-mail: kpi.mmtt@gmail.com.